

JAPAN PATENT OFFICE

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

Date of Application: July 2, 2003

Application Number: Patent Application No. 2003-270282
[ST.10/C]: [JP2003-270282]

Applicant(s): HONDA MOTOR CO., LTD.

July 10, 2003

Commissioner,
Japan Patent Office

Shinichiro Ota

Certificate No. 2003-3056521

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日 2003年 7月 2日
Date of Application:

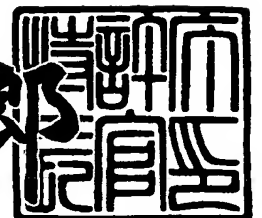
出願番号 特願2003-270282
Application Number:
[ST. 10/C]: [JP 2003-270282]

出願人 本田技研工業株式会社
Applicant(s):

2003年 7月10日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田信一郎



【書類名】 特許願
【整理番号】 H102244102
【提出日】 平成15年 7月 2日
【あて先】 特許庁長官殿
【国際特許分類】 F02D 15/00
F02N 5/00

【発明者】
【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内
【氏名】 山田 義和

【発明者】
【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内
【氏名】 佐藤 義一

【特許出願人】
【識別番号】 000005326
【氏名又は名称】 本田技研工業株式会社

【代理人】
【識別番号】 100071870
【弁理士】
【氏名又は名称】 落合 健

【選任した代理人】
【識別番号】 100097618
【弁理士】
【氏名又は名称】 仁木 一明

【先の出願に基づく優先権主張】
【出願番号】 特願2002-336292
【出願日】 平成14年11月20日提出の特許願

【手数料の表示】
【予納台帳番号】 003001
【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】
【物件名】 特許請求の範囲 1
【物件名】 明細書 1
【物件名】 図面 1
【物件名】 要約書 1
【包括委任状番号】 9713028

【書類名】 特許請求の範囲

【請求項 1】

一端がピストンピン（63）を介してピストン（38）に連結されるコンロッド（64）と、一端がコンロッド（64）の他端に回動可能に連結されるとともにクランクシャフト（27）にクランクピン（65）を介して連結されるサブアーム（68）と、前記コンロッド（64）の連結位置とはずれた位置で前記サブアーム（68）に一端が連結されるコントロールロッド（69）とを備え、該コントロールロッド（69）の他端の支持位置を前記クランクシャフト（27）の軸線に直交する平面内で変位させることを可能としたストローク可変エンジンにおいて、エンジン負荷が高いときに膨張行程での前記ピストン（38）のストロークを圧縮行程でのストロークよりも大とした高膨張比とする状態と、エンジン負荷が低いときに圧縮比を一定とする状態とを切換可能な切換手段（88，133）を含むことを特徴とするストローク可変エンジン。

【書類名】明細書

【発明の名称】ストローク可変エンジン

【技術分野】

【0001】

本発明は、一端がピストンピンを介してピストンに連結されるコンロッドと、一端がコンロッドの他端に回動可能に連結されるとともにクランクシャフトにクランクピンを介して連結されるサブアームと、前記コンロッドの連結位置とはずれた位置で前記サブアームに一端が連結されるコントロールロッドとを備え、該コントロールロッドの他端の支持位置を前記クランクシャフトの軸線に直交する平面内で変位させることを可能としたストローク可変エンジンに関する。

【背景技術】

【0002】

従来、かかるエンジンは、たとえば特許文献1および特許文献2等で既に知られており、膨張行程でのピストンのストロークを圧縮行程でのストロークよりも大とすることで、同じ吸入混合気量でより大きな膨張仕事を行なわせるようにして、サイクル熱効率を向上させるようにしている。

【特許文献1】特開平9-228858号公報

【特許文献2】米国特許第4517931号明細書

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

ところで、上記従来のもものでは、エンジン負荷にかかわらず、膨張行程でのピストンのストロークを圧縮行程でのストロークよりも大とすることにより、サイクル熱効率を向上させるようにしているが、エンジン負荷が低いときには、燃費の低減を図ることをより重視した運転を行なうことが望ましい。

【0004】

本発明は、かかる事情に鑑みてなされたものであり、エンジン低負荷の状態での燃費の低減を図ることを重視しつつ、エンジン負荷の高低にかかわらず燃費の低減を図り得るようにしたストローク可変エンジンを提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0005】

上記目的を達成するために、本発明は、一端がピストンピンを介してピストンに連結されるコンロッドと、一端がコンロッドの他端に回動可能に連結されるとともにクランクシャフトにクランクピンを介して連結されるサブアームと、前記コンロッドの連結位置とはずれた位置で前記サブアームに一端が連結されるコントロールロッドとを備え、該コントロールロッドの他端の支持位置を前記クランクシャフトの軸線に直交する平面内で変位させることを可能としたストローク可変エンジンにおいて、エンジン負荷が高いときに膨張行程での前記ピストンのストロークを圧縮行程でのストロークよりも大とした高膨張比とする状態と、エンジン負荷が低いときに圧縮比を一定とする状態とを切換可能な切換手段を含むことを特徴とする。

【発明の効果】

【0006】

このような発明の構成によれば、エンジン負荷が高いときには高膨張比とし、エンジン負荷が低いときには圧縮比を一定とすることにより、エンジン低負荷の状態では燃費を一層低減することを可能としつつエンジン負荷にかかわらず燃費の低減を図ることができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0007】

以下、本発明の実施の形態を、添付の図面に示した本発明の実施例に基づいて説明する。

【0008】

図1～図11は本発明の第1実施例を示すものであり、図1はエンジンの正面図、図2は図1の2-2線断面図、図3は図2の3-3線断面図、図4は図3の4-4線断面図、図5は図2の要部拡大図、図6は図5の6-6線拡大断面図、図7は図5の7-7線拡大断面図、図8は図5の8-8線断面図、図9はエンジン低負荷状態での図1の9-9線に沿う一部切欠き平面図、図10はエンジン高負荷状態での図9に対応した図、図11はエンジン負荷および燃費低減量の関係を示すグラフである。

【0009】

先ず図1～図3において、このエンジンは、たとえば作業機等に用いられる空冷の単気筒エンジンであり、エンジン本体21は、クランクケース22と、該クランクケース22の一側面からやや上向きに傾斜して突出するシリンダブロック23と、該シリンダブロック23の頭部に接合されるシリンダヘッド24とで構成され、シリンダブロック23およびシリンダヘッド24の外側面には多数の空冷用フィン23a…、24a…が設けられている。またクランクケース22は、該クランクケース22の下面の据え付け面22aで各種作業機のエンジンベッドに据え付けられる。

【0010】

クランクケース22は、シリンダブロック23と一体に鋳造成形されるケース本体25と、そのケース本体25の開放端に結合されるサイドカバー26とから成るものである。クランクシャフト27の一端部27aはサイドカバー26から突出され、クランクシャフト27の一端部27aおよびサイドカバー26間にボールベアリング28およびオイルシール30が介装される。またクランクシャフト27の他端部27bはケース本体25から突出され、クランクシャフト27の他端部27bおよびケース本体25間にボールベアリング29およびオイルシール31が介装される。

【0011】

ケース本体25の外方でクランクシャフト27の他端部27bにはフライホイール32が固着されており、このフライホイール32には、エンジン本体21の各部に冷却風を供給するための冷却ファン33が固着され、冷却ファン33の外側にリコイルスタータ34が配設される。

【0012】

シリンダブロック23には、ピストン38を摺動自在に嵌合せしめるシリンダボア39が形成されており、ピストン38の頂部を臨ませる燃焼室40がシリンダブロック23およびシリンダヘッド24間に形成される。

【0013】

シリンダヘッド24には、燃焼室40に通じ得る吸気ポート41および排気ポート42が形成されるとともに、吸気ポート41および燃焼室40間を開閉する吸気弁43、ならびに排気ポート42および燃焼室40間を開閉する排気弁44が開閉作動可能に配設される。また燃焼室40に電極を臨ませる点火プラグ45がシリンダヘッド24に螺着される。

【0014】

シリンダヘッド24の上部には気化器35が接続されており、該気化器35が備える吸気路46の下流端が吸気ポート41に連通される。また吸気路46の上流端に連なる吸気管47が気化器35に接続され、該吸気管47は図示しないエアクリーナに接続される。シリンダヘッド24の上部には排気ポート42に通じる排気管48が接続されており、この排気管48は排気マフラー49に接続される。さらにクランクケース22の上方には、該クランクケース22で支持されるようにして燃料タンク50が配置される。

【0015】

クランクケース22におけるサイドカバー26寄りの部分でクランクシャフト27には、第1駆動ギヤ51と、第1駆動ギヤ51の1/2の外径を有するようにして第1駆動ギヤ51と一体の第2駆動ギヤ52とが固設されており、第1駆動ギヤ51に噛合する第1被動ギヤ53が、クランクシャフト27と平行な軸線を有してクランクケース22に回転

自在に支承されるカムシャフト 54 に固着される。而してカムシャフト 54 には、相互に噛合した第 1 駆動ギヤ 51 および第 1 被動ギヤ 53 により 1/2 の減速比でクランクシャフト 27 からの回転動力が伝達される。

【0016】

カムシャフト 54 には、吸気弁 43 および排気弁 44 にそれぞれ対応した吸気カム 55 および排気カム 56 が設けられており、吸気カム 55 にはシリンダブロック 23 で作動可能に支承された従動駒 57 が摺接される。一方、シリンダブロック 23 およびシリンダヘッド 24 には、従動駒 57 の上部を下部に突出させた作動室 58 が形成されており、該作動室 58 内に配置されるプッシュロッド 59 の下端が前記従動駒 57 に当接される。一方、シリンダヘッド 24 には、閉弁方向にばね付勢された吸気弁 43 の上端に一端を当接させたロッカアーム 60 が揺動可能に支承されており、このロッカアーム 60 の他端に前記プッシュロッド 59 の上端が当接される。而して吸気カム 55 の回転に応じてプッシュロッド 59 が軸方向に作動し、それに応じたロッカアーム 60 の揺動によって吸気弁 43 が開閉作動することになる。

【0017】

排気カム 56 および排気弁 44 間にも、上記吸気カム 55 および吸気弁 43 間と同様の機構が介装されており、排気カム 56 の回転に応じて排気弁 44 が開閉作動する。

【0018】

図 4 を併せて参照して、ピストン 38 と、クランクシャフト 27 と、シリンダ軸線 C を通りクランクシャフト 27 の軸線に直交する平面内で変位することを可能としてエンジン本体 21 のクランクケース 22 に支承される偏心軸 61 とが、リンク機構 62 を介して連結される。

【0019】

このリンク機構 62 は、一端がピストンピン 63 を介してピストン 38 に連結されるコンロッド 64 と、クランクシャフト 27 にクランクピン 65 を介して連結されるとともに前記コンロッド 64 の他端に回動可能に連結されるサブロッド 68 と、前記コンロッド 64 の連結位置からずれた位置でサブロッド 68 に一端が回動可能に連結されるコントロールロッド 69 とから成り、コントロールロッド 69 の他端が、前記クランクシャフト 27 の軸線に直交する平面内で支持位置を変位させることを可能として前記偏心軸 61 で回動可能に支持される。

【0020】

図 5 を併せて参照して、サブロッド 68 は、クランクピン 65 の半周に摺接する半円状の第 1 軸受部 70 を中間部に有するものであり、このサブロッド 68 の両端部には、コンロッド 64 の他端部およびコントロールロッド 69 の一端部をそれぞれ相互間に挟む一対の二股部 71, 72 が一体に設けられる。またクランクピン 65 における残余の半周には、クランクキャップ 73 が備える半円状の第 2 軸受部 74 が摺接するものであり、このクランクキャップ 73 はサブロッド 68 に締結される。

【0021】

コンロッド 64 の他端部は、円筒状のコンロッドピン 75 を介してサブロッド 68 の一端部に回動可能に連結されるものであり、コンロッド 64 の他端部に圧入されたコンロッドピン 75 の両端部がサブロッド 68 の一端側の二股部 71 に回動可能に嵌合される。

【0022】

またコントロールロッド 69 の一端は円筒状のサブロッドピン 76 を介してサブロッド 68 の他端部に回動可能に連結されるものであり、サブロッド 68 の他端側の二股部 72 に挿入されたコントロールロッド 69 の一端部を相対回動可能に貫通するサブロッドピン 76 の両端部が、前記他端側の二股部 72 に隙間ばめにて嵌合される。しかも前記他端側の二股部 72 にはサブロッドピン 76 の両端に当接して該サブロッドピン 76 の二股部 72 からの離脱を阻止するための一対のクリップ 77, 77 が装着される。

【0023】

さらに各二股部 71, 72 には、クランクシャフト 27 の両側に一対ずつ配置されるボ

ルト 78, 78…によってクランクキャップ 73 が締結されるものであり、コンロッドピン 75 およびサブロッドピン 76 は、それらのボルト 78, 78…の軸線延長上に配置される。

【0024】

円筒状である偏心軸 61 は、クランクシャフト 27 と平行な軸線を有してエンジン本体 21 のクランクケース 22 に回動可能に支承される回転軸 81 の偏心位置に一体に設けられる。回転軸 81 の一端部は、クランクケース 22 におけるサイドカバー 26 にボールベアリング 83 を介して回転可能に支承され、また回転軸 81 の他端部はクランクケース 22 におけるケース本体 25 にボールベアリング 84 を介して回転可能に支承される。

【0025】

回転軸 81 には、第 1 駆動ギヤ 51 と同径に形成されて第 1 駆動ギヤ 51 に噛合する第 2 被動ギヤ 85 が相対回転可能に支承されるとともに、第 2 駆動ギヤ 52 の 2 倍の外径を有して第 2 駆動ギヤ 52 に噛合する第 3 被動ギヤ 86 が一方向クラッチ 87 を介して装着される。而して一方向クラッチ 87 は、第 3 被動ギヤ 86 側から回転軸 81 への回転動力の伝達を許容するが回転軸 81 側から第 3 被動ギヤ 86 への回転動力の伝達を不能とするものである。

【0026】

クランクシャフト 27 から第 2 駆動ギヤ 52、第 3 被動ギヤ 86 および一方向クラッチ 87 を介して回転軸 81 に動力を伝達する状態すなわち回転軸 81 にクランクシャフト 27 から 1/2 の減速比で回転動力を伝達する状態と、クランクシャフト 27 から第 1 駆動ギヤ 51 および第 2 被動ギヤ 85 を介して回転軸 81 に動力を伝達する状態すなわち回転軸 81 にクランクシャフト 27 から等速で回転動力を伝達する状態とは切換手段 88 によって切換えられるものであり、この切換手段 88 は、エンジン負荷が高いときに膨張行程でのピストン 38 のストロークを圧縮行程でのストロークよりも大とした高膨張比とするためにクランクシャフト 27 から 1/2 の減速比で回転動力を回転軸 81 に伝達する状態と、エンジン負荷が低いときに圧縮比を一定とすべくクランクシャフト 27 から等速で回転動力を回転軸 81 に伝達する状態とを、エンジン負荷に応じて切換える。

【0027】

図 6 を併せて参照して、切換手段 88 は、第 2 および第 3 被動ギヤ 85, 86 の一方に択一的に係合するようにして前記回転軸 81 に軸方向のスライドを可能とするとともに軸線まわりの相対回転を不能として支承されるラチェットスライダ 89 と、軸方向のスライドを可能とするとともに軸線まわりの相対回転を不能として前記回転軸 81 に支承されるシフト 90 と、該シフト 90 の軸方向移動を前記ラチェットスライダ 89 に伝達するようにして回転軸 81 に軸方向摺動可能に嵌合される伝動軸 91 と、回転軸 81 と直交する軸線まわりの回動を可能としてクランクケース 22 のケース本体 25 に支承される回動軸 92 と、該回動軸 92 に固定されて前記シフト 90 を抱持するシフトフォーク 93 と、前記回動軸 92 に連結されるダイヤフラム式のアクチュエータ 94 とを備える。

【0028】

図 7 および図 8 において、ラチェットスライダ 89 は、第 2 および第 3 被動ギヤ 85, 86 間で回転軸 81 にスプライン結合されるものであり、該ラチェットスライダ 89 の第 2 被動ギヤ 85 に対向する面には第 1 係合突部 95 が一体に突設され、ラチェットスライダ 89 の第 3 被動ギヤ 86 に対向する面には第 2 係合突部 96 が一体に突設される。

【0029】

一方、第 2 被動ギヤ 85 には、クランクシャフト 27 からの回転動力の伝達によって第 2 被動ギヤ 85 が矢印 97 で示す回転方向に回転するのに応じて、第 2 被動ギヤ 85 側にスライドしたラチェットスライダ 89 の第 1 係合突部 95 に係合する第 1 係止部 98 が一体に設けられる。また第 3 被動ギヤ 86 には、クランクシャフト 27 からの回転動力の伝達によって第 3 被動ギヤ 86 が矢印 97 で示す回転方向に回転するのに応じて、第 3 被動ギヤ 86 側にスライドしたラチェットスライダ 89 の第 2 係合突部 96 に係合する第 2 係止部 99 が一体に設けられる。

【0030】

すなわちラチェットスライダ89が、第2被動ギヤ85側にスライドしたときには、第1駆動ギヤ51、第2被動ギヤ85およびラチェットスライダ89を介してクランクシャフト27からの回転動力が回転軸81に等速で伝達されることになり、この際、第3被動ギヤ86は一方向クラッチ87の働きにより空転する。またラチェットスライダ89が、第3被動ギヤ86側にスライドしたときには、第2駆動ギヤ52、第3被動ギヤ86およびラチェットスライダ89を介してクランクシャフト27からの回転動力が回転軸81に1/2の減速比で減速して伝達されることになり、この際、第2被動ギヤ85は空転する。

【0031】

シフト90は、第2被動ギヤ85を前記ラチェットスライダ89との間に挟む位置で回転軸81にスプライン結合されるものであり、このシフト90の外周には環状溝100が設けられる。

【0032】

回転軸81には、その一端から前記シフト90に対応する位置まで同軸に延びる摺動孔101が設けられており、伝動軸91は該摺動孔101に摺動可能に嵌合される。また伝動軸91およびシフト90は、回転軸81の一直径線に沿う軸線を有する連結ピン102で連結されており、シフト90の軸方向スライドに応じて伝動軸91は摺動孔101内を軸方向に摺動する。しかも回転軸81には、シフト90および伝動軸91の軸方向スライドに応じた前記連結ピン102の移動を許容するための長孔103が、連結ピン102を挿通させるようにして設けられる。さらに伝動軸91およびラチェットスライダ89は、回転軸81の一直径線に沿う軸線を有する連結ピン104で連結されており、伝動軸91の軸方向移動に応じてラチェットスライダ89は軸方向にスライドする。しかも回転軸81には、伝動軸91およびラチェットスライダ89の軸方向スライドに応じた前記連結ピン104の移動を許容するための長孔105が、連結ピン104を挿通させるようにして設けられる。

【0033】

クランクケース22のケース本体25には、有底円筒状の軸支持部108と、円筒状の軸支持部109とが、回転軸81の軸線と直交する同一軸線上で相互に間隔をあけて対向するように一体に設けられており、一端を軸支持部108側に配置した回動軸92が両軸支持部108、109で回動可能に支承され、回動軸92の他端部は軸支持部109から外方に突出される。

【0034】

シフトフォーク93は、前記両軸支持部108、109間で回動軸92にピン110で固定されており、シフト90の環状溝100に係合する。したがって回動軸92とともにシフトフォーク93が回動することで、シフト90が回転軸81の軸方向にスライドし、それによりラチェットスライダ89の第2および第3被動ギヤ85、86への択一的な係合が切換えられることになる。

【0035】

図9を併せて参照して、アクチュエータ94は、クランクケース22におけるケース本体25の上部に締結された支持板111に取付けられるケーシング112と、該ケーシング112内を負圧室113および大気圧室114に仕切るようにしてケーシング112に支持されるダイヤフラム115と、負圧室113の容積を増大する方向でばね力を発揮してケーシング112およびダイヤフラム115間に縮設されるばね116と、ダイヤフラム115の中央部に連結される作動ロッド117とを備える。

【0036】

ケーシング112は、支持板111に取付けられる碗状の第1ケース半体118と、該ケース半体118にかしめ結合される碗状の第2ケース半体119とから成り、ダイヤフラム115の周縁部は両ケース半体118、119の開口端部間に挟持される。また負圧室113はダイヤフラム115および第2ケース半体119間に形成され、この負圧室1

13にばね116が収容される。

【0037】

大気圧室114は、ダイヤフラム115および第1ケース半体118間に形成されるものであり、第1ケース半体118の中央部に設けられた透孔120を貫通して大気圧室114に突入される作動ロッド117の一端部がダイヤフラム115の中央部に連結され、透孔120の内周および作動ロッド117の外周間の間隙を介して大気圧室114が外部に連通する。

【0038】

ケーシング112における第2ケース半体119には負圧室113に通じる導管121が接続され、この導管121は気化器35の吸気路46の下流端に接続される。すなわちアクチュエータ94の負圧室113には吸気路46の吸気負圧が導入されることになる。

【0039】

アクチュエータ94が備える作動ロッド117の他端は、回動軸92と平行な軸線まわりに回動可能として支持板111に支承される駆動アーム122に連結される。またクランクケース22から突出した回動軸92の他端には被動アーム123が固定されており、駆動アーム122および被動アーム123が連結ロッド124を介して連結される。また被動アーム114および支持板111間には被動アーム123を図9の時計方向に回動付勢するばね125が設けられる。

【0040】

ところで、エンジンが低負荷運転状態であって負圧室113の負圧が高い状態では、図9で示すように、ダイヤフラム115は戻しばね116およびばね125のばね力に抗して負圧室113の容積を減少させるように撓んでおり、作動ロッド117が収縮作動している。この状態で回動軸92およびシフトフォーク93の回動位置は、第2被動ギヤ85の第1係止部98にラチェットスライダ89の第1係合突部95を当接、係合させる位置にある。

【0041】

一方、エンジンが高負荷運転状態となって負圧室113の負圧が低くなると、図10で示すように、ダイヤフラム115は戻しばね116およびばね125のばね力によって負圧室113の容積を増大させるように撓み、作動ロッド117は伸張作動する。これにより回動軸92およびシフトフォーク93は、第3被動ギヤ86の第2係止部99にラチェットスライダ89の第2係合突部96を当接、係合させる位置に回動することになる。

【0042】

このようにアクチュエータ94によってシフトフォーク93を回動することで、エンジンの低負荷運転時には、クランクシャフト27の回転動力が等速で回転軸81に伝達され、またエンジンの高負荷運転時にはクランクシャフト27の回転動力が1/2に減速されて回転軸81に伝達されることになる。

【0043】

次にこの第1実施例の作用について説明すると、エンジンの高負荷運転時には、偏心軸61が回転軸81の軸線まわりにクランクシャフト27の1/2の回転数で回転することになり、リンク機構62におけるコントロールロッド69の他端位置を、膨張行程および圧縮行程では前記回転軸81の軸線まわりに180度変位させるようにして、エンジン負荷が高いときには膨張行程でのピストン38のストロークを圧縮行程でのストロークよりも大とした高膨張比とすることができる。

【0044】

一方、エンジンの低負荷運転時には、偏心軸61が回転軸81の軸線まわりにクランクシャフト27と等速で回転するので、エンジン負荷が低いときにはピストン38のストロークを一定とし、圧縮比を一定とすることができる。

【0045】

ここで、エンジン負荷にかかわらず、膨張行程でのピストンのストロークを圧縮行程でのストロークよりも大とするようにした高膨張比の運転を行うと、図11の鎖線で示すよ

うに、エンジン負荷にかかわらず燃費の低減量を比較的大きくすることができるのであるが、本発明に従ってエンジン負荷が低いときに圧縮比を一定とすると、図11の実線で示すように、エンジン負荷の低い状態で燃費を一層低減することができ、エンジン高負荷の状態で燃費の低減を図りつつ、エンジン低負荷では燃費をより一層低減することが可能となる。

【0046】

図12～図23は本発明の第2実施例を示すものであり、図12はエンジンの正面図、図13は図12の13-13線断面図、図14は図13の14-14線断面図、図15は図13の15-15線断面図、図16は図13の要部拡大図、図17は図16の17-17線拡大断面図、図18はエンジン高負荷状態での図16の18-18線拡大断面図、図19はエンジン高負荷状態での図16の19-19線拡大断面図、図20はエンジン低負荷状態での図18に対応した断面図、図21はエンジン低負荷状態での図19に対応した断面図、図22はエンジン低負荷状態での図12の22-22線に沿う一部切欠き平面図、図23はエンジン高負荷状態での図22に対応した図である。

【0047】

なお、図12～図23を参照して本発明の第2実施例について説明するにあたり、図1～図11の第1実施例に対応する部分には同一の参照符号を付して図示するのみとして、詳細な説明を省略する。

【0048】

図12～図16において、エンジン本体21'が備えるクランクケース22'は、シリンダブロック23と一体に鋳造成形されるケース本体25'と、そのケース本体25'の開放端に結合されるサイドカバー26とから成る。クランクケース22'におけるサイドカバー26寄りの部分でクランクシャフト27には、カムシャフト54に固着される第1被動ギヤ53に噛合する第3駆動ギヤ13-1が固設されており、カムシャフト54には、相互に噛合した第3駆動ギヤ13-1および第1被動ギヤ53により1/2の減速比でクランクシャフト27からの回転動力が伝達される。

【0049】

ピストン38およびクランクシャフト27はリンク機構62を介して連結されるものであり、このリンク機構62は、一端がピストンピン63を介してピストン38に連結されるコンロッド64と、クランクシャフト27にクランクピン65を介して連結されるとともに前記コンロッド64の他端に回動可能に連結されるサブロッド68と、前記コンロッド64の連結位置からずれた位置でサブロッド68に一端が回動可能に連結されるコントロールロッド69とから成り、コントロールロッド69の他端は、クランクシャフト27の軸線に直交する平面内で変位することを可能とした支持位置で回動可能に支承される。

【0050】

クランクシャフト27と平行な軸線を有してエンジン本体21'のクランクケース22'にボールベアリング83、84を介して回転可能に支承される回転軸81'の偏心位置に偏心軸61'が一体に設けられ、この偏心軸61'が前記コントロールロッド69の他端部を相対回転可能に貫通する。

【0051】

回転軸81'には、第3駆動ギヤ13-1の2倍の外径を有して第3駆動ギヤ13-1に噛合する第4被動ギヤ13-2が相対回転不能に装着されており、回転軸81'は、エンジンの作動中にはクランクシャフト27の回転動力が1/2の減速比で減速されて常時伝達される。

【0052】

前記リンク機構62におけるコントロールロッド69の他端部の支持中心は、前記回転軸81'の軸線に直交する平面内で回転軸81'の軸線すなわち回転中心からずれた状態と、前記回転軸81'の軸線すなわち回転中心に一致させる状態とに切換手段13-3によって切換えられるものであり、該切換手段13-3は、エンジン負荷が高いときに膨張行程でのピストン38のストロークを圧縮行程でのストロークよりも大とした高膨張比とする

ためにコントロールロッド 69 の他端部の支持中心を前記回転軸 81' の回転中心からずらせる状態と、エンジン負荷が低いときに圧縮比を一定とすべくコントロールロッド 69 の他端部の支持中心を前記回転軸 81' の回転中心に一致させる状態とを、エンジン負荷に応じて切換える。

【0053】

図 17 を併せて参照して、切換手段 133 は、偏心軸 61' に対して偏心した外周を有して偏心軸 61' を圍繞する偏心スリーブ 134 と、該偏心スリーブ 134 および偏心軸 61' 間に介装される一方向クラッチ 135 と、前記偏心スリーブ 134 の回転位相を相互に異ならせた 2 箇所択一的に係合することを可能として前記回転軸 81' に軸方向のスライドを可能とするとともに軸線まわりの相対回転を不能として支承されるラチェットスライダ 136 と、該ラチェットスライダ 136 に相対回転不能に連結されて偏心スリーブ 134 を圍繞するシフト 137 と、回転軸 81' と直交する軸線まわりの回転を可能としてクランクケース 22' のケース本体 25' に支承される回転軸 92' と、該回転軸 92' に固定されるとともに前記シフト 137 に連結されるシフトフォーク 138 と、前記回転軸 92' に連結されるダイヤフラム式のアクチュエータ 94 とを備え、リンク機構 62 におけるコントロールロッド 69 の他端および偏心スリーブ 134 間には一方向クラッチ 139 が介装される。

【0054】

一方向クラッチ 139 は、シリンダボア 39 内をピストン 38 が摺動するのに応じてコントロールロッド 69 の他端が偏心スリーブ 134 のまわりに回転する際に、回転軸 81' の回転方向 140 とは反対側への回転力をコントロールロッド 69 から偏心スリーブ 134 に伝達するものの、前記回転方向 140 とは同一側への回転力をコントロールロッド 69 から偏心スリーブ 134 に伝達することはない、また前記回転軸 81' から偏心スリーブ 134 に回転力を伝達することもない。

【0055】

偏心スリーブ 134 には、偏心軸 61' と同軸にしてラチェットスライダ 136 側に延びる円筒部 134a が一体に設けられており、この円筒部 134a および偏心軸 61' 間に一方向クラッチ 135 が介装される。

【0056】

ところで、コントロールロッド 69 には、エンジンの運転サイクルに応じてコントロールロッド 69 を圧縮する方向の荷重ならびにコントロールロッド 69 を引っ張る方向の荷重が交互に作用するものであり、回転軸 81' の偏心位置に偏心スリーブ 134 があるときに該偏心スリーブ 134 にも前記コントロールロッド 69 から一側に向けての回転力ならびに他側に向けての回転力が交互に作用する。しかるに偏心スリーブ 134 および偏心軸 61' 間に一方向クラッチ 135 が介装されていることにより、偏心スリーブ 134 は、コントロールロッド 69 側からの力の作用によっては、回転軸 81' の回転方向 140 とは反対側だけに回転可能である。

【0057】

前記偏心スリーブ 134 における円筒部 134a のラチェットスライダ 136 側の端部には、その周方向 1 箇所半径方向外方に張り出す第 3 係合突部 141 が一体に設けられる。

【0058】

一方、ラチェットスライダ 136 は、偏心スリーブ 134 の前記円筒部 134a および第 4 被動ギヤ 132 間で回転軸 81' にスプライン結合されるものであり、該ラチェットスライダ 136 の前記円筒部 134a に対向する面には、第 3 係合突部 141 に択一的に当接、係合し得る第 3 および第 4 係止部 142, 143 が一体に突設される。

【0059】

図 18 において、第 3 係止部 142 は、第 4 被動ギヤ 132 側にスライドしたラチェットスライダ 136 がクランクシャフト 27 からの回転力の伝達によって回転方向 140 に回転するのに応じて第 3 係合突部 141 に係合すべく、ラチェットスライダ 136 の外

周側に設けられる。

【0060】

このように第3係止部142が第3係合突部141に係合した状態で、回転軸81'の回転中心C1、偏心軸61'の中心C2および偏心スリーブ134の中心すなわちコントロールロッド69の他端の支持中心C3は、図19で示す相対位置にあり、回転軸81'の回転中心C1および偏心軸61'の中心C2間の距離をBとしたときに、回転軸81'の回転中心C1およびコントロールロッド69の他端の支持中心C3間の距離Aは $A=B \times 2$ となるように設定される。

【0061】

図20において、第4係止部143は、偏心スリーブ134側にスライドしたラチェットスライダ136がクランクシャフト27からの回転動力の伝達によって回転方向140に回転するのに応じて第3係合突部141に係合すべく、ラチェットスライダ136の内周側に設けられる。

【0062】

このように第4係止部143が第3係合突部141に係合した状態で、回転軸81'の回転中心C1、偏心軸61'の中心C2および偏心スリーブ134の中心すなわちコントロールロッド69の他端の支持中心C3は、図21で示す相対位置にあり、回転軸81'の回転中心C1とコントロールロッド69の他端の支持中心C3とは同一位置となる。すなわち第3および第4係止部142, 143は回転位相を180度異ならせた位置でラチェットスライダ136に設けられている。

【0063】

クランクケース22'のケース本体25'には、有底円筒状の軸支持部144と、円筒状の軸支持部145とが、回転軸81'の軸線と直交する同一軸線上で相互に間隔をあけて対向するように一体に設けられており、一端を軸支持部144側に配置した回転軸92'が両軸支持部144, 145で回転可能に支承され、回転軸92'の他端部は軸支持部145から外方に突出される。

【0064】

シフトフォーク138は、前記両軸支持部144, 145間で回転軸92'にピン146で固定されており、シフト137の外周に設けられた環状溝147に係合する一对の係合ピン148, 148がシフトフォーク138に植設される。したがって回転軸92'とともにシフトフォーク138が回転することで、シフト137が回転軸81'の軸方向にスライドし、それによりラチェットスライダ136の第3および第4係止部142, 143への第3係合突部141の択一的な係合が切換えられることになる。

【0065】

図22を併せて参照して、アクチュエータ94が備える作動ロッド117は、回転軸92'と平行な軸線まわりに回転可能として支持板111に支承される駆動アーム122に連結される。またクランクケース22'から突出した回転軸92'の他端には被動アーム123が固定されており、駆動アーム122および被動アーム123が連結ロッド124を介して連結される。また被動アーム123および支持板111間には、被動アーム123を図22の時計方向に回転付勢するばね125が設けられる。

【0066】

ところで、エンジンが低負荷運転状態であって負圧室113の負圧が高い状態では、図22で示すように、ダイヤフラム115は戻しばね116およびばね125のばね力に抗して負圧室113の容積を減少させるように撓んでおり、作動ロッド117が収縮作動している。この状態で回転軸92'およびシフトフォーク138は、第4係止部143に第3係合突部141に係合させるようにラチェットスライダ136を偏心スリーブ134側に近接させる回転位置にある。

【0067】

一方、エンジンが高負荷運転状態となって負圧室113の負圧が低くなると、図23で示すように、ダイヤフラム115は戻しばね116およびばね125のばね力によって

負圧室 113 の容積を増大させるように撓み、作動ロッド 117 は伸張作動する。これにより回転軸 92' およびシフトフォーク 138 は、第 3 係止部 143 に第 3 係合突部 141 を係合させるようにラチェットスライダ 136 を第 4 被動ギヤ 132 側に近接させた回転位置にある。

【0068】

このようにアクチュエータ 94 によってシフトフォーク 138 を回転することで、エンジンの低負荷運転時には、コントロールロッド 69 の他端の支持中心 C3 を回転軸 81' の軸線すなわち回転中心 C1 に一致させた状態でクランクシャフト 27 の回転動力が 1/2 に減速されて回転軸 81' に伝達され、またエンジンの高負荷運転時には、コントロールロッド 69 の他端の支持中心 C3 を回転軸 81' の軸線すなわち回転中心 C1 からずらせた状態でクランクシャフト 27 の回転動力が 1/2 に減速されて回転軸 81' に伝達されることになる。

【0069】

次にこの第 2 実施例の作用について説明すると、エンジンの高負荷運転時には、コントロールロッド 69 の他端の支持中心 C3 を回転軸 81' の軸線すなわち回転中心 C1 からずらせた状態で偏心軸 61' が回転軸 81' の軸線まわりにクランクシャフト 27 の 1/2 の回転数で回転することになり、リンク機構 62 におけるコントロールロッド 69 の他端位置を、膨張行程および圧縮行程では前記回転軸 81' の軸線まわりに 180 度変位させるようにして、エンジン負荷が高いときに膨張行程でのピストン 38 のストロークを圧縮行程でのストロークよりも大とした高膨張比とすることができる。

【0070】

一方、エンジンの低負荷運転時には、コントロールロッド 69 の他端の支持中心 C3 を回転軸 81' の軸線すなわち回転中心 C1 に一致させた状態で偏心軸 61' が回転軸 81' の軸線まわりにクランクシャフト 27 の 1/2 の回転数で回転するので、エンジン負荷が低いときには、一定の高圧縮比とすることができる。

【0071】

このようにエンジン低負荷では圧縮比を一定とした運転とし、エンジン高負荷では高膨張比の運転を行うようにして、エンジン高負荷の状態では燃費の低減を図りつつ、エンジン低負荷では燃費をより一層低減することが可能となる。

【0072】

上記第 2 実施例では、第 3 および第 4 係止部 142, 143 が回転位相を 180 度異ならせた位置でラチェットスライダ 136 に設けられていたが、エンジン低負荷運転状態では、コントロールロッド 69 の他端の支持中心 C3 を回転軸 81' の軸線すなわち回転中心 C1 に一致させるようにしつつ、第 3 および第 4 係止部 142, 143 の回転位相の差を 180 度未満に設定するようにしてもよい。

【0073】

以上、本発明の実施例を説明したが、本発明は上記実施例に限定されるものではなく、特許請求の範囲に記載された本発明を逸脱することなく種々の設計変更を行うことが可能である。

【図面の簡単な説明】

【0074】

【図 1】 第 1 実施例のエンジンの正面図である。

【図 2】 図 1 の 2-2 線断面図である。

【図 3】 図 2 の 3-3 線断面図である。

【図 4】 図 3 の 4-4 線断面図である。

【図 5】 図 2 の要部拡大図である。

【図 6】 図 5 の 6-6 線拡大断面図である。

【図 7】 図 5 の 7-7 線拡大断面図である。

【図 8】 図 5 の 8-8 線断面図である。

【図 9】 エンジン低負荷状態での図 1 の 9-9 線に沿う一部切欠き平面図である。

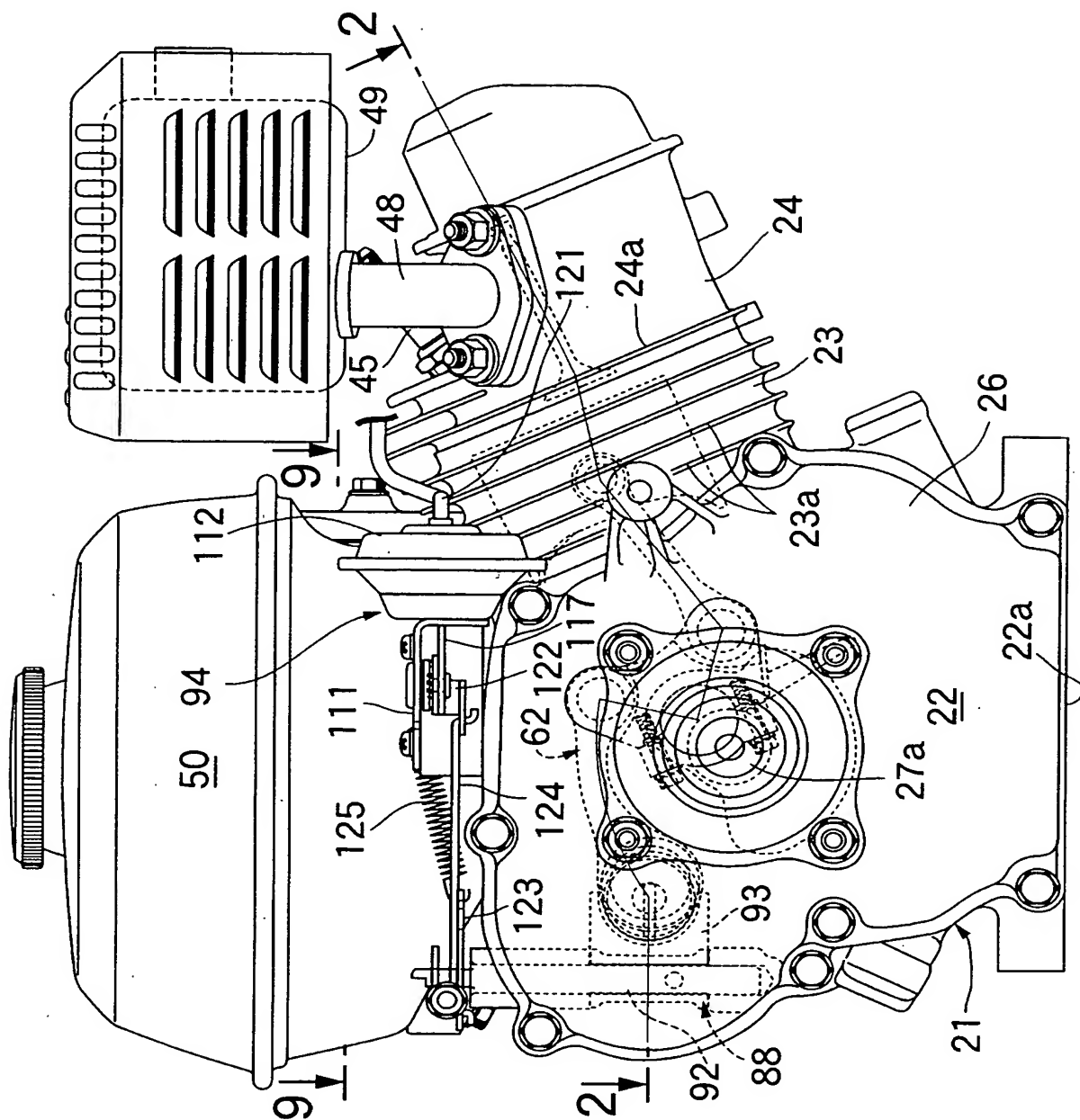
- 【図10】 エンジン高負荷状態での図9に対応した図である。
- 【図11】 エンジン負荷および燃費低減量の関係を示すグラフである。
- 【図12】 第2実施例のエンジンの正面図である。
- 【図13】 図12の13-13線断面図である。
- 【図14】 図13の14-14線断面図である。
- 【図15】 図13の15-15線断面図である。
- 【図16】 図13の要部拡大図である。
- 【図17】 図16の17-17線拡大断面図である。
- 【図18】 エンジン高負荷状態での図16の18-18線拡大断面図である。
- 【図19】 エンジン高負荷状態での図16の19-19線拡大断面図である。
- 【図20】 エンジン低負荷状態での図18に対応した断面図である。
- 【図21】 エンジン低負荷状態での図19に対応した断面図である。
- 【図22】 エンジン低負荷状態での図12の22-22線に沿う一部切欠き平面図である。
- 【図23】 エンジン高負荷状態での図22に対応した図である。

【符号の説明】

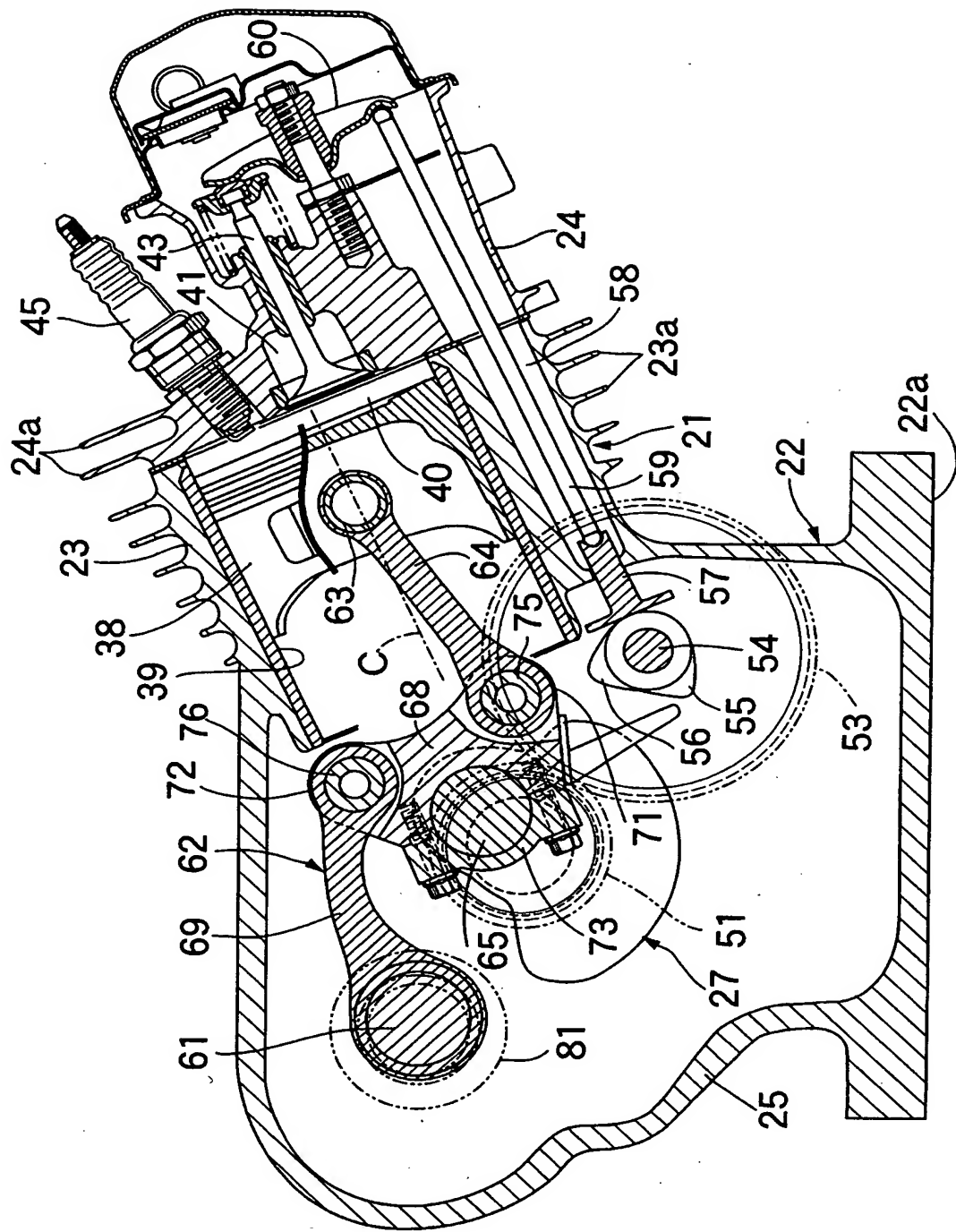
【0075】

- 27・・・クランクシャフト
- 38・・・ピストン
- 63・・・ピストンピン
- 64・・・コンロッド
- 65・・・クランクピン
- 68・・・サブアーム
- 69・・・コントロールロッド
- 88, 133・・・切換手段

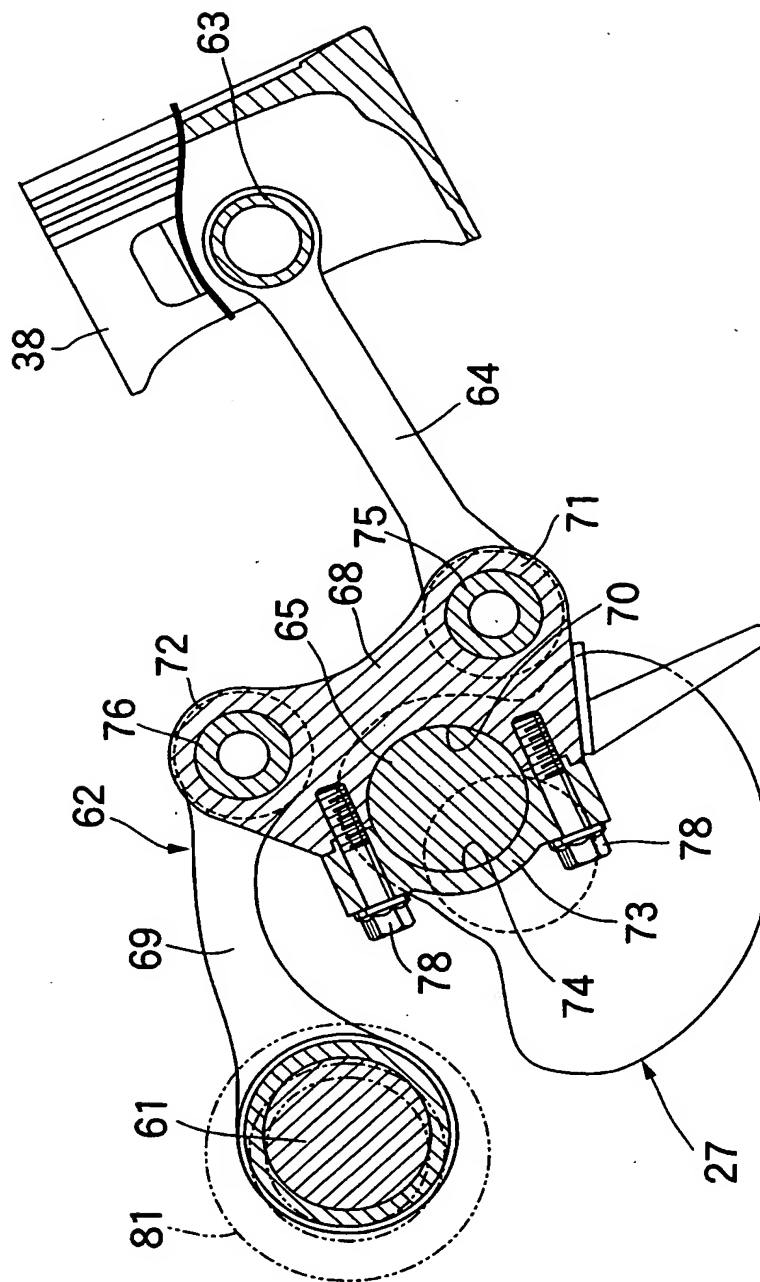
【書類名】 図面
【図 1】



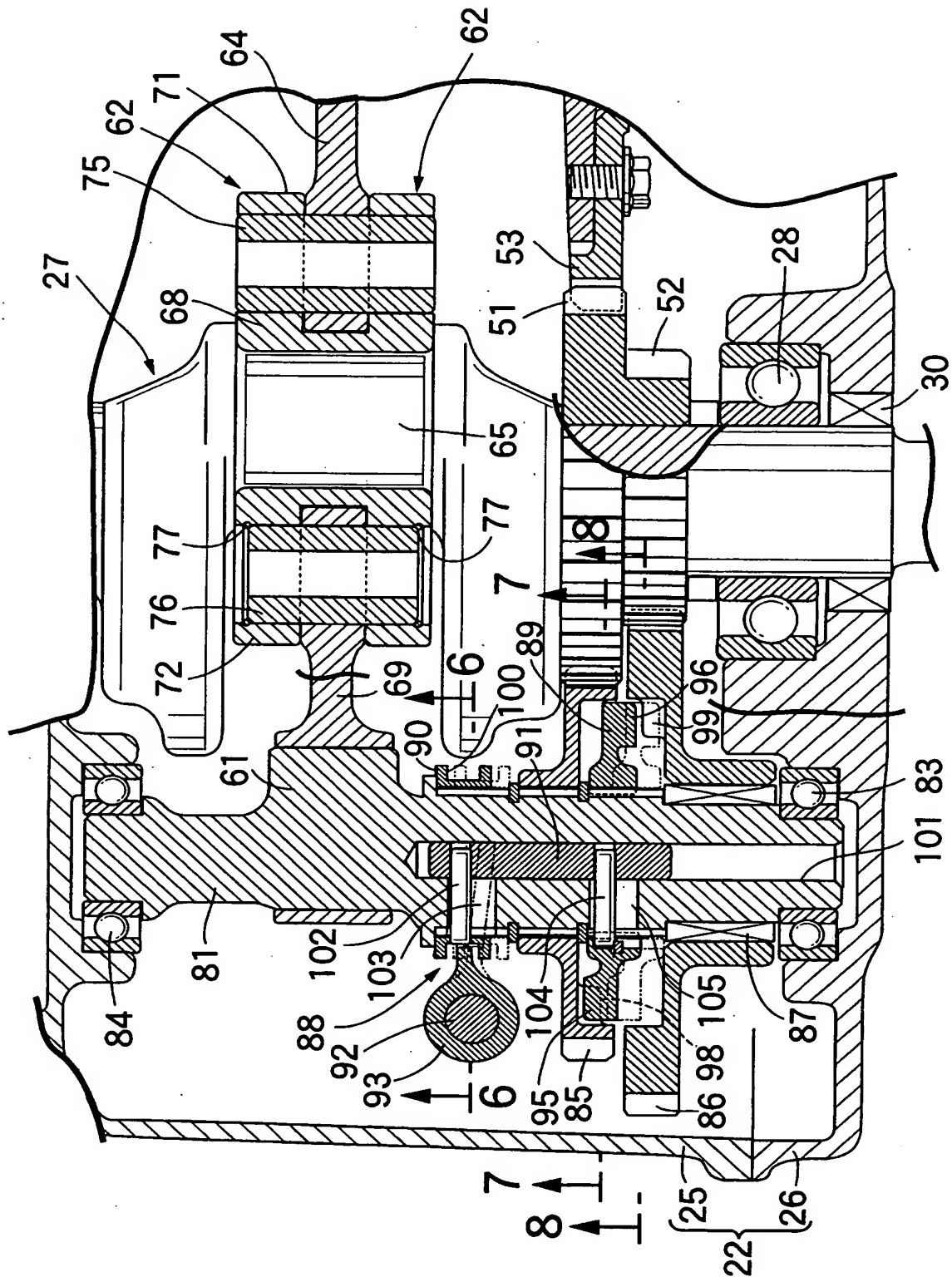
【図 3】



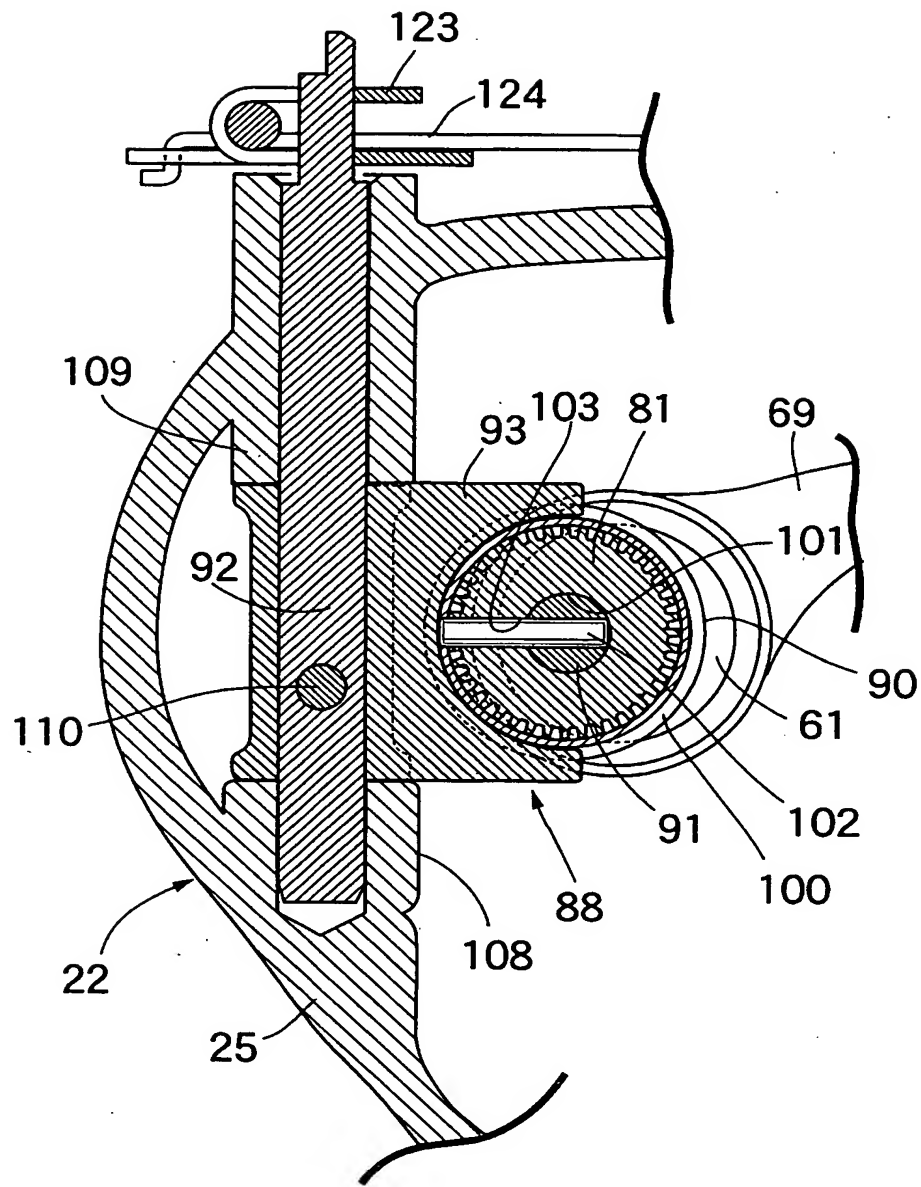
【図 4】



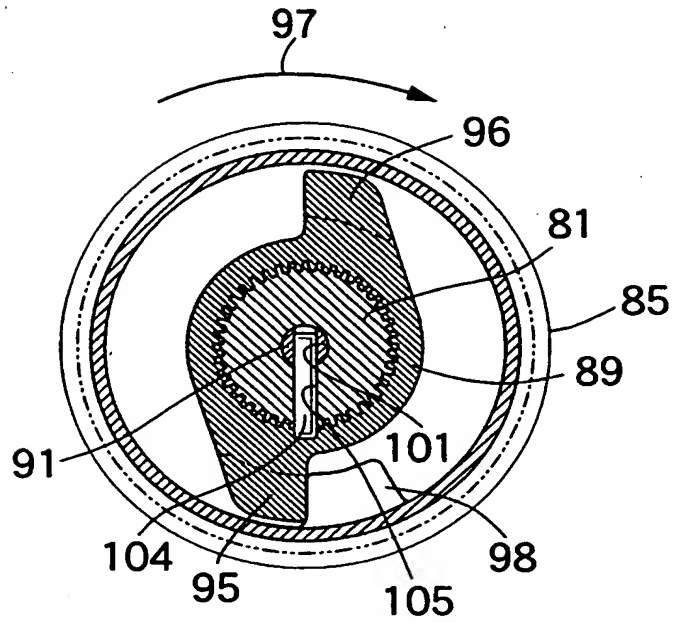
【図 5】



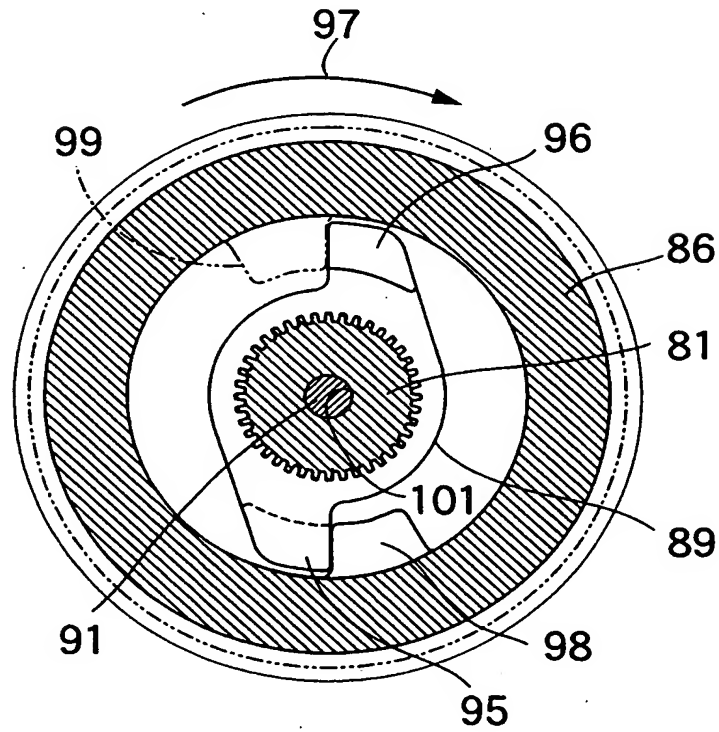
【図 6】



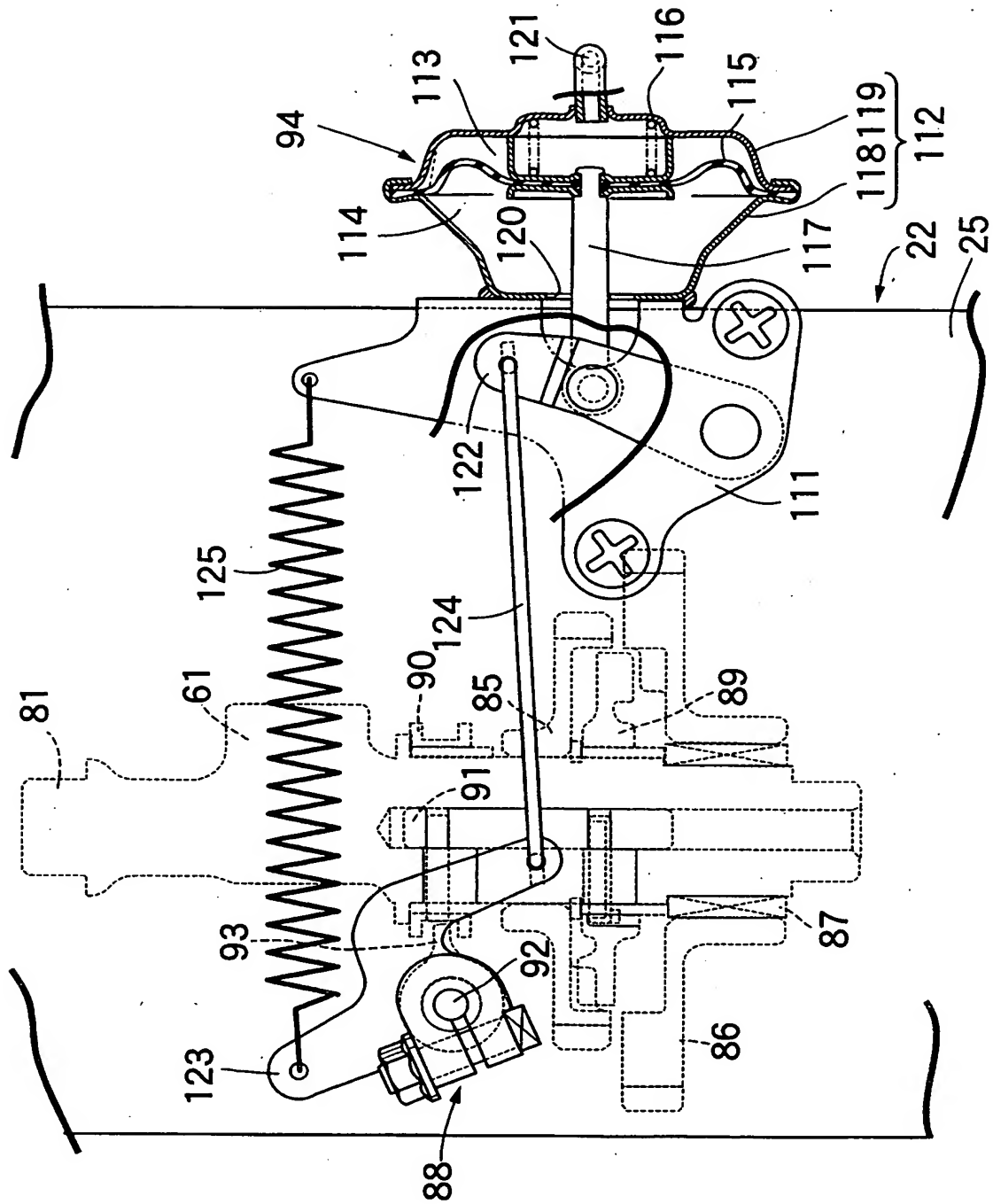
【図 7】



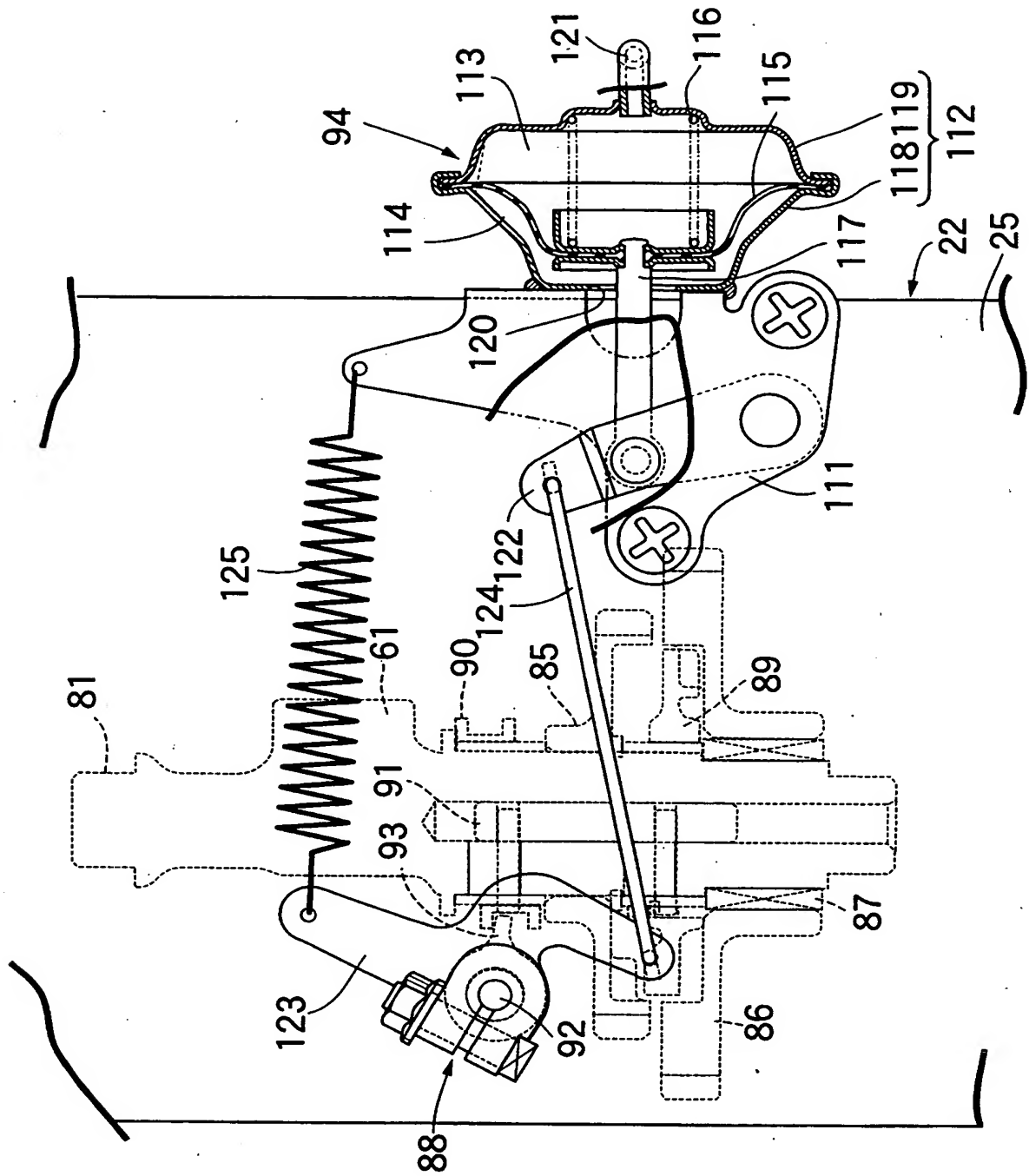
【図 8】



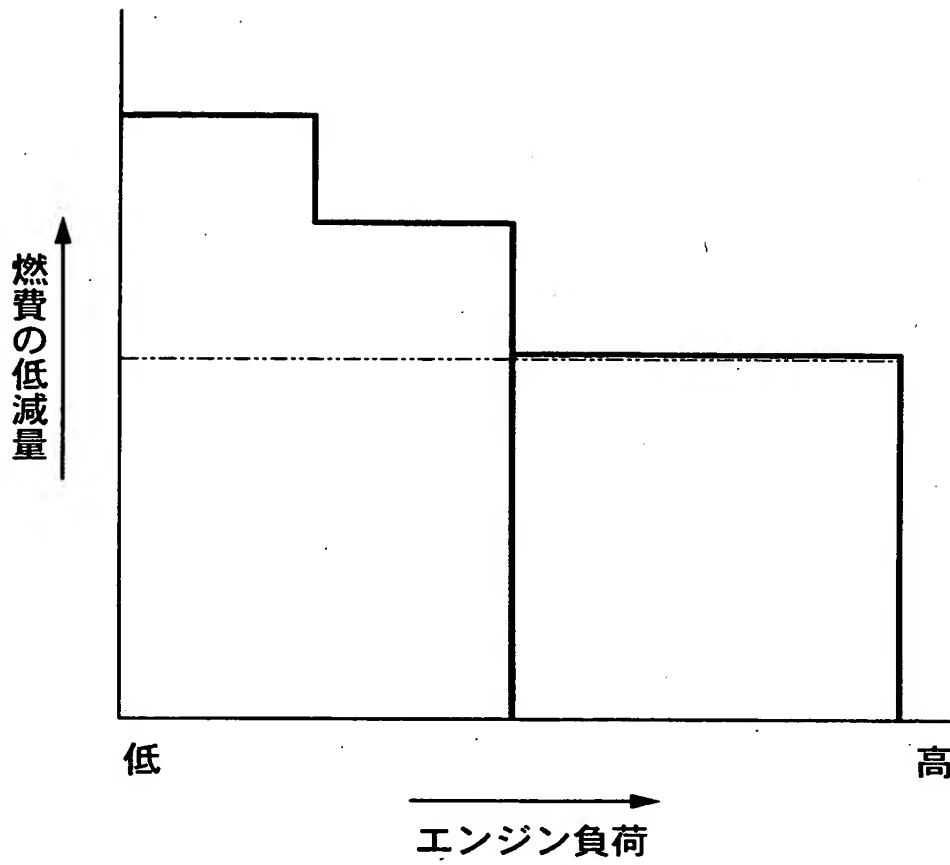
【図 9】



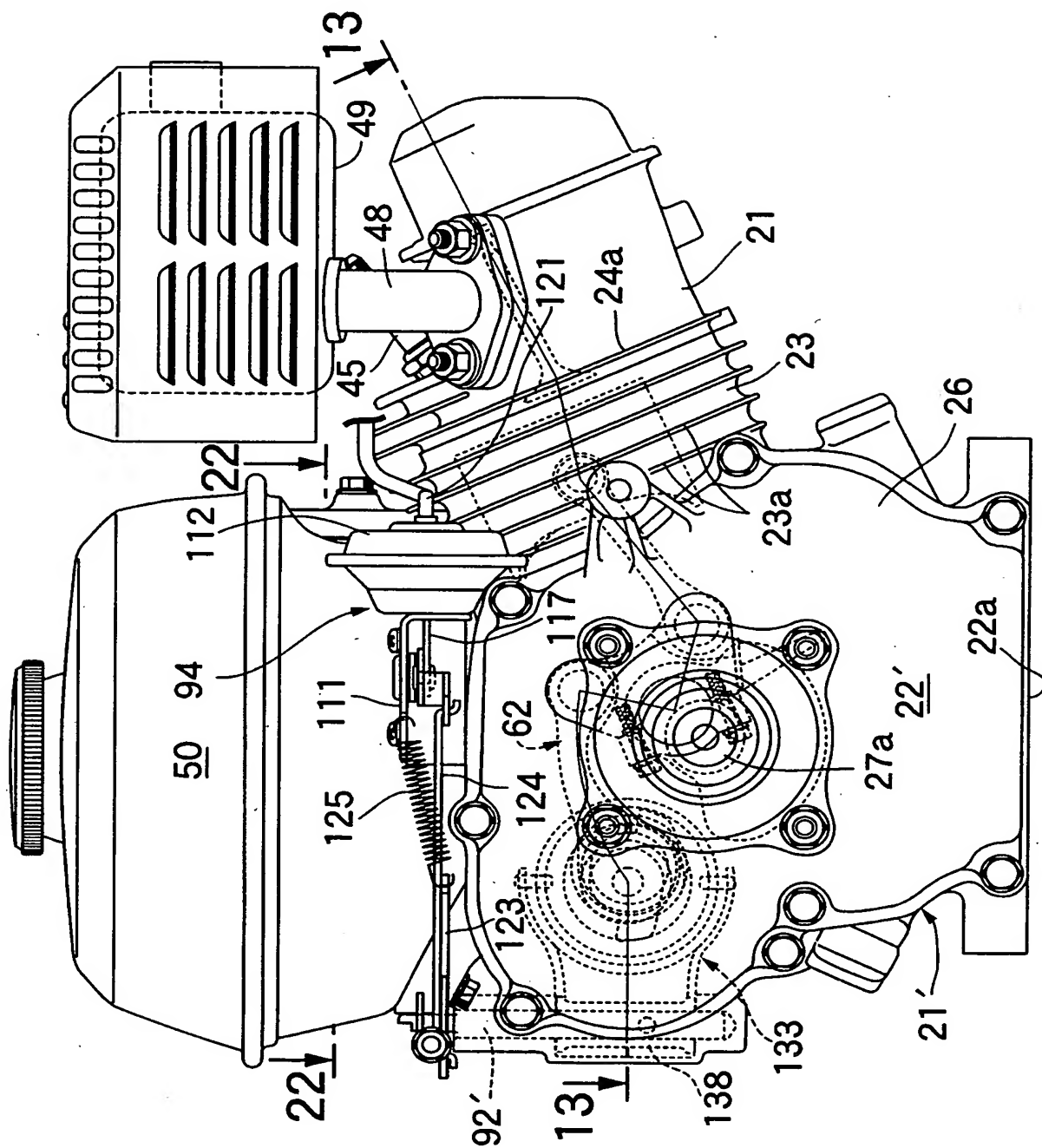
【図 1.0】



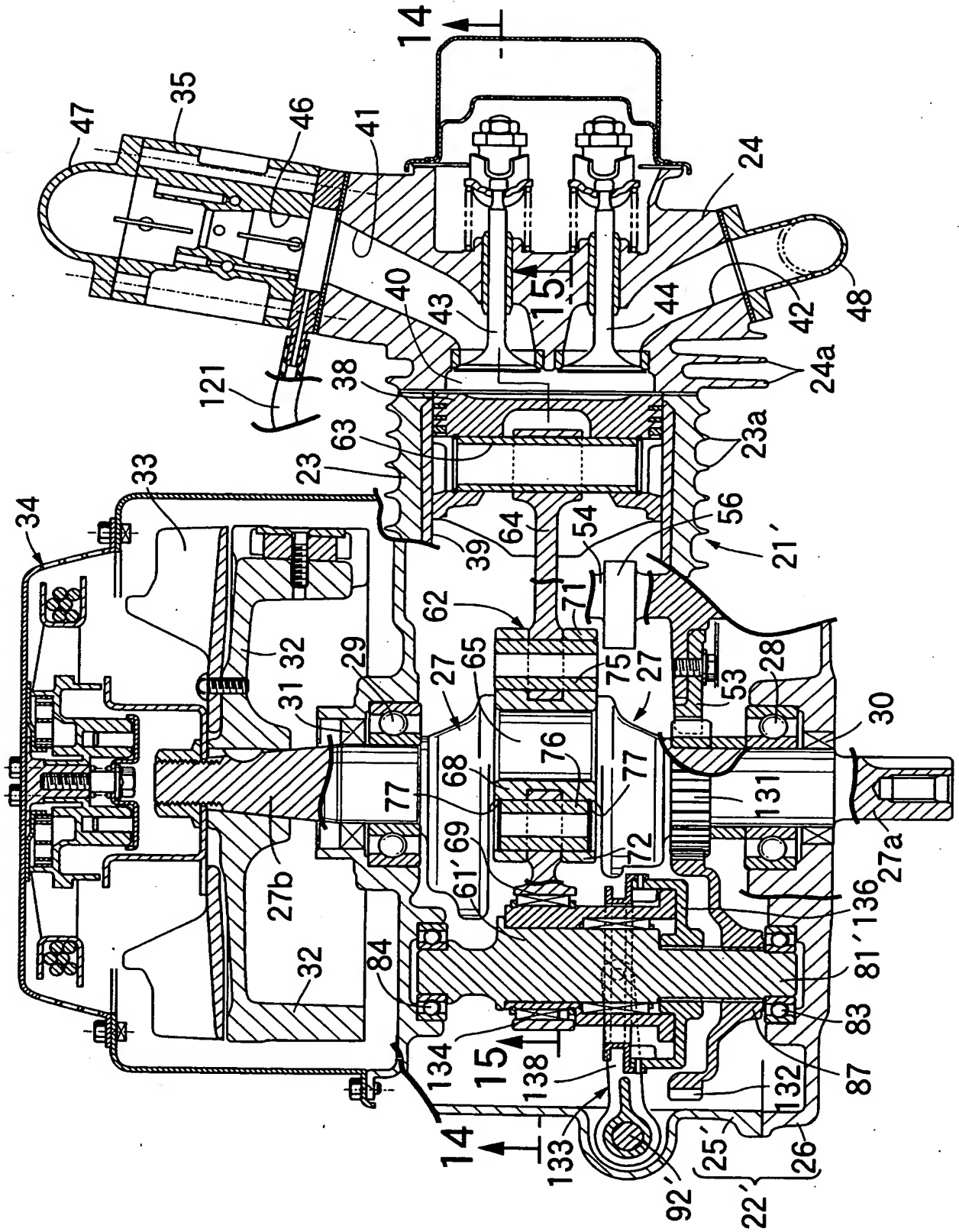
【図 1.1】



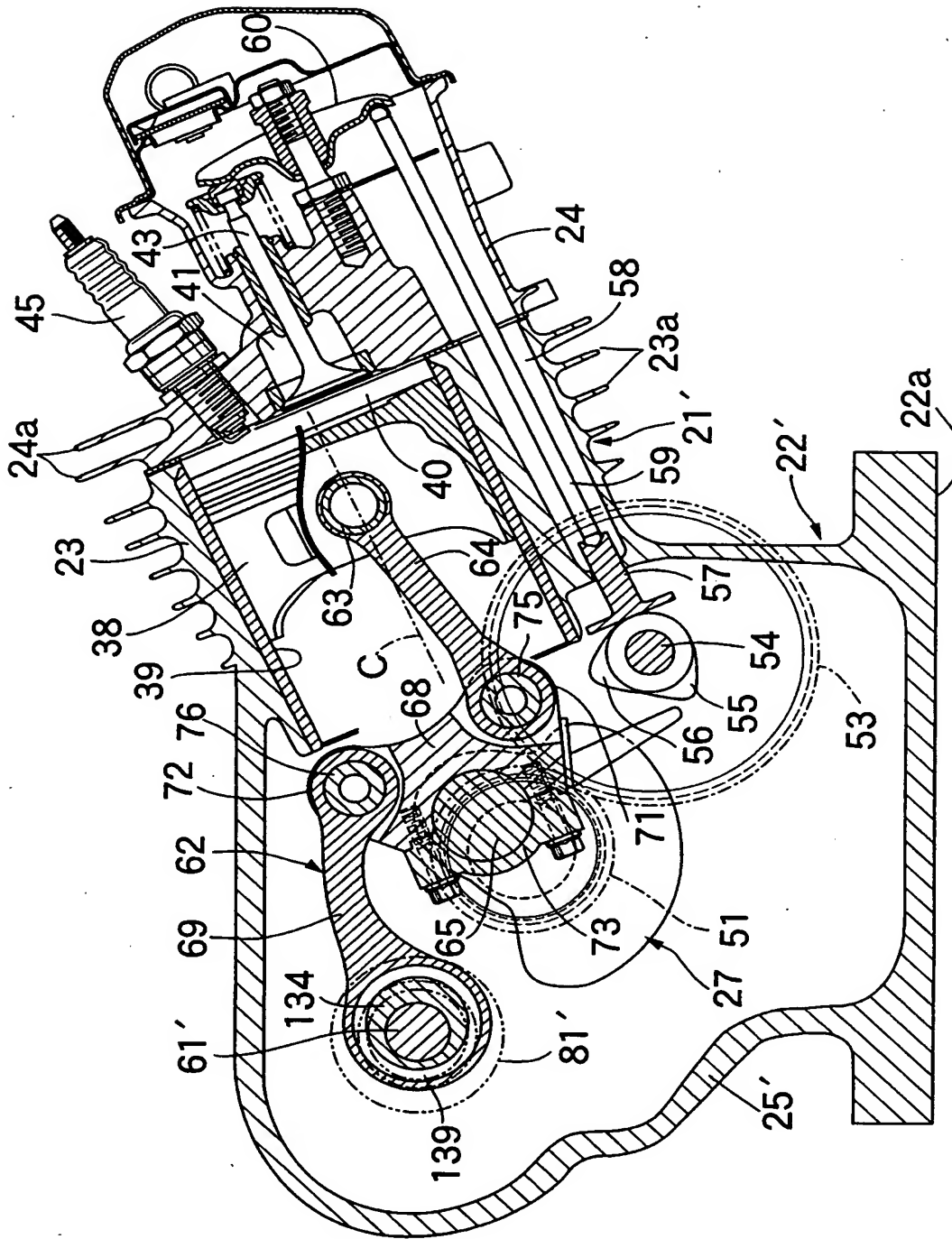
【図 1.2】



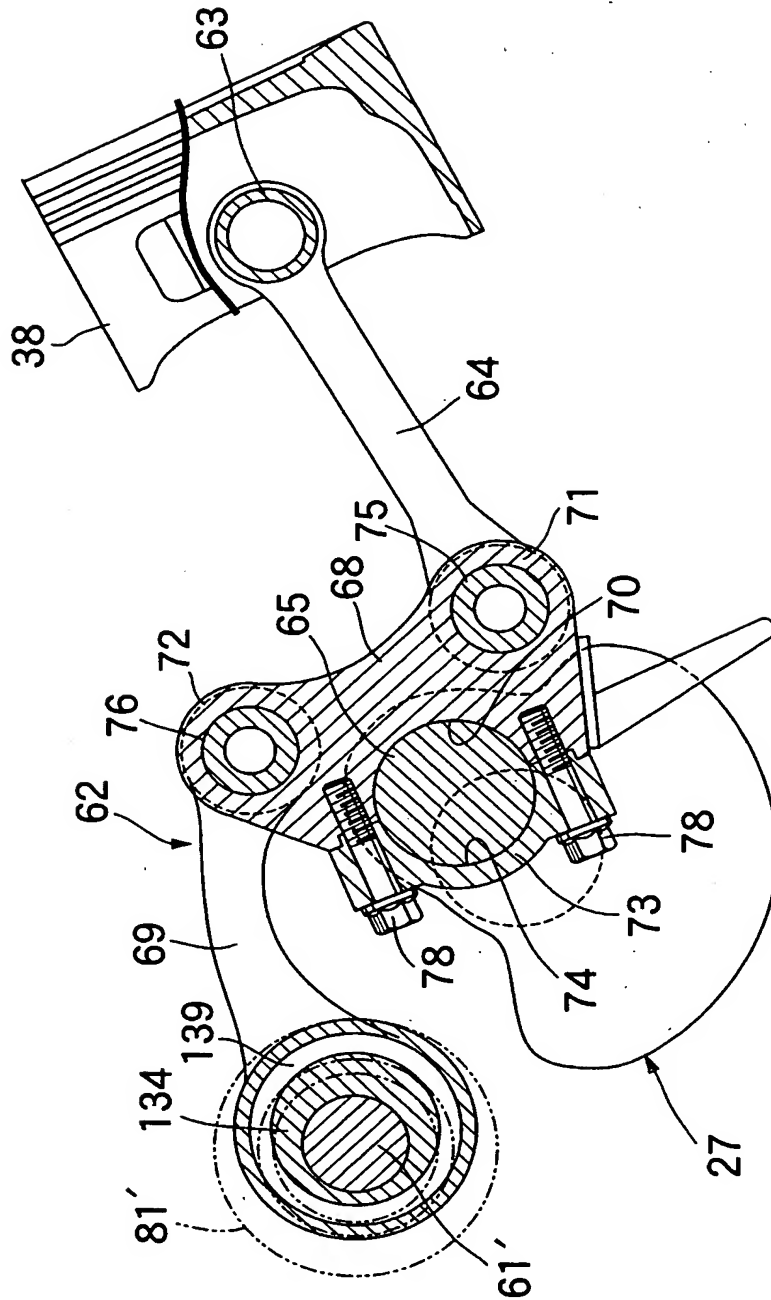
【図 1.3】



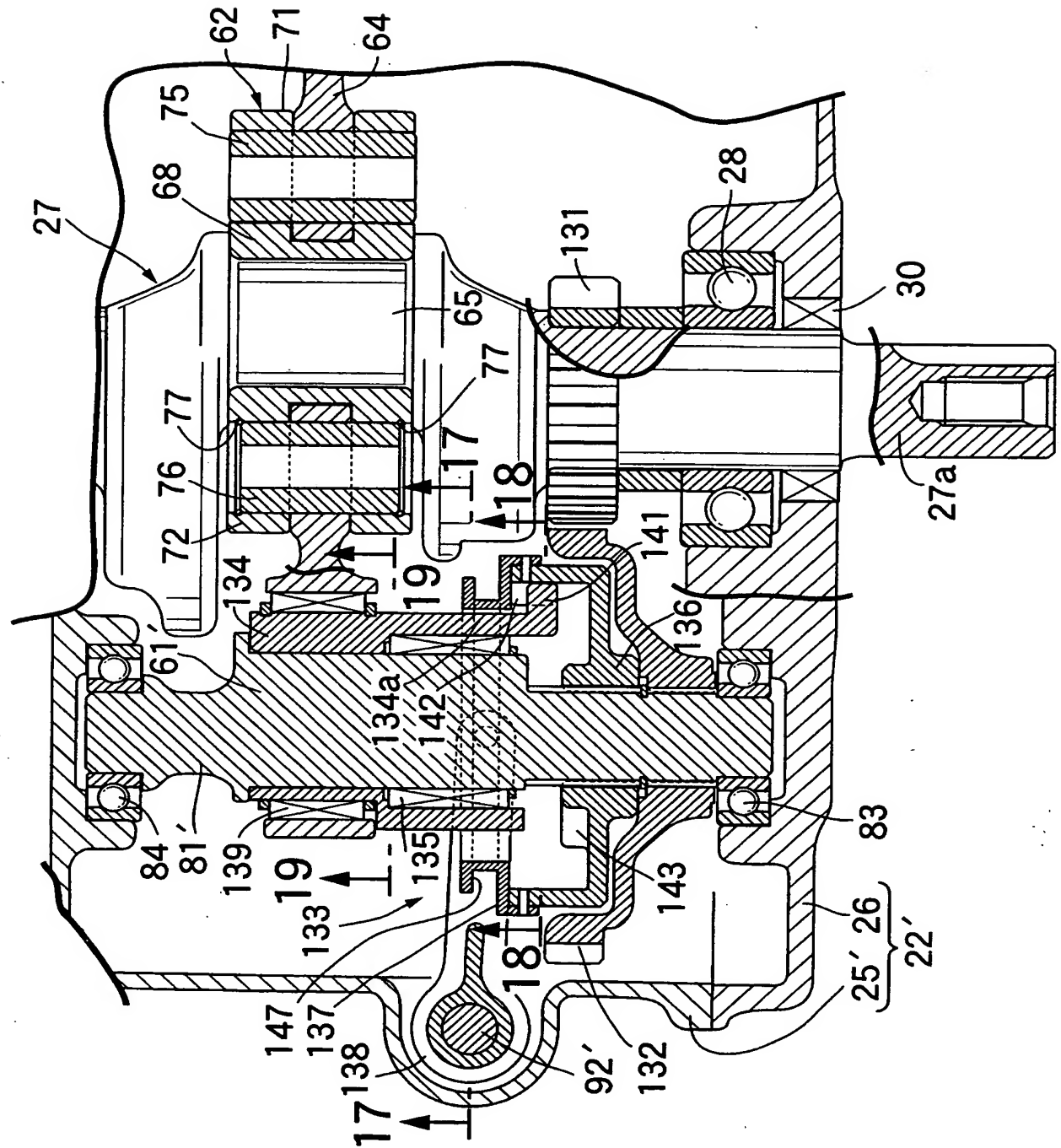
【図 1.4】



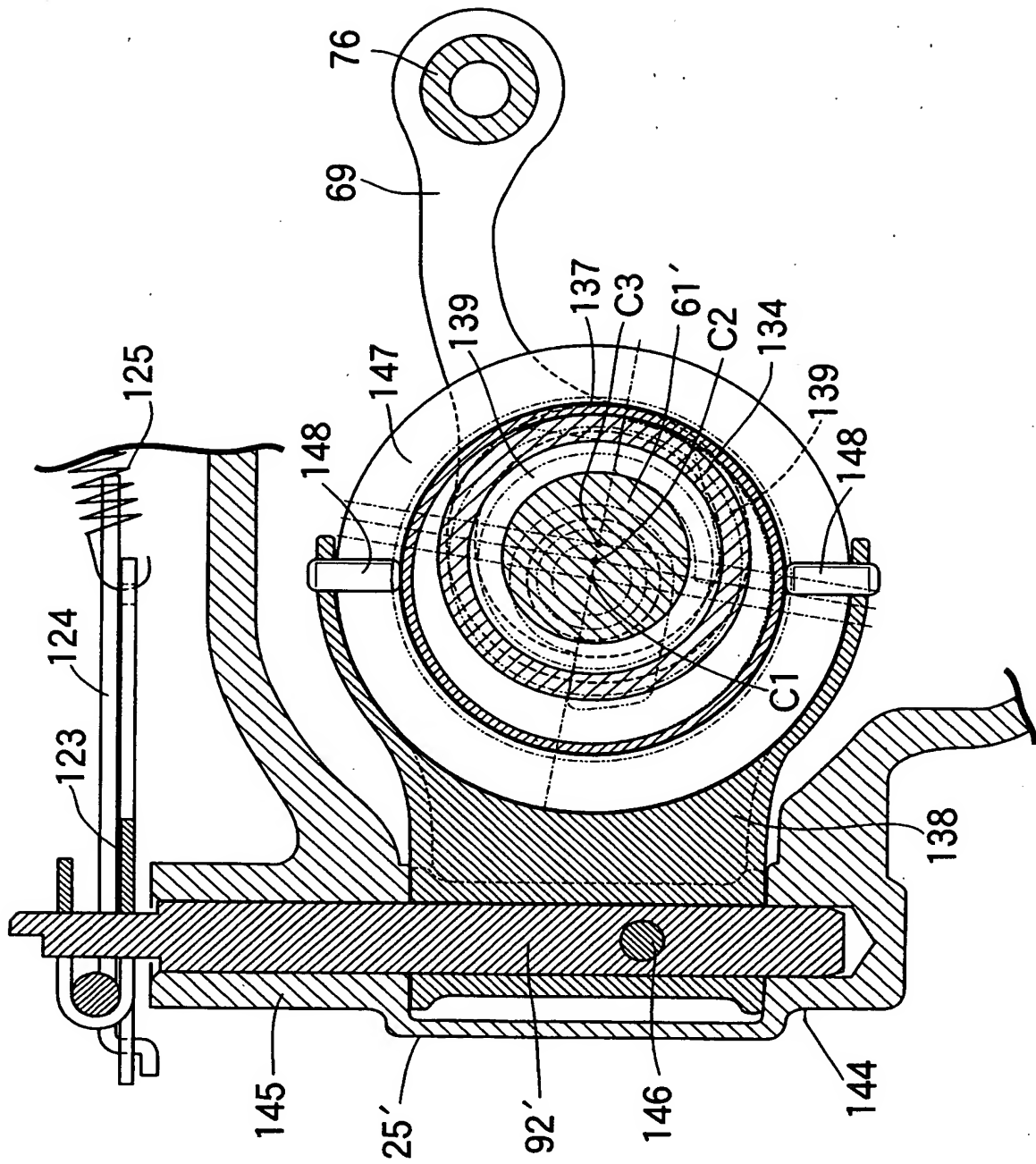
【図 1.5】



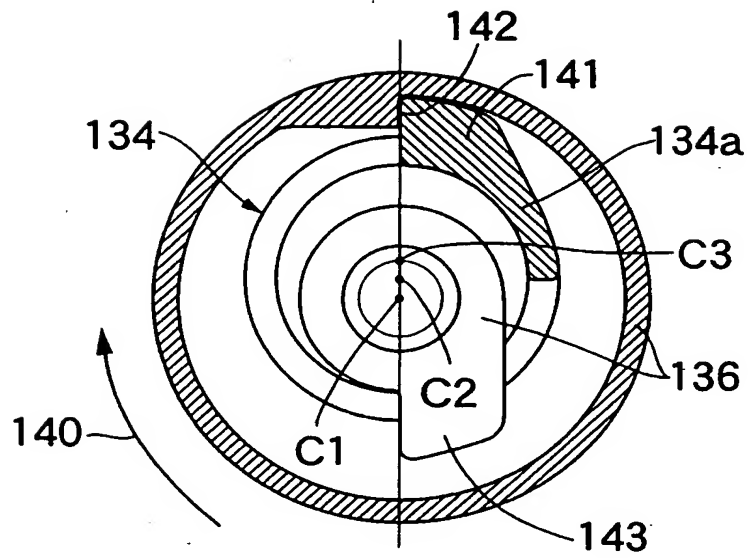
【図 1.6】



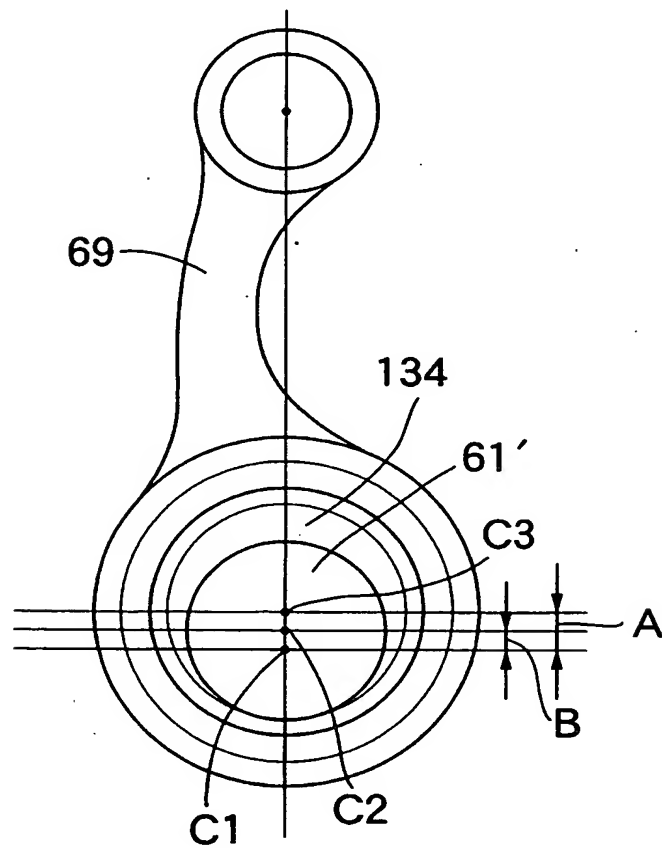
【図 1.7】



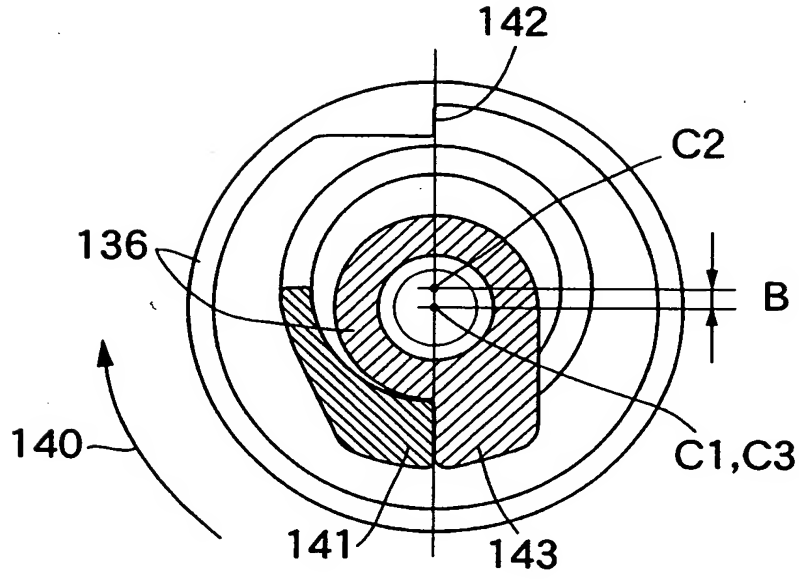
【図 1.8】



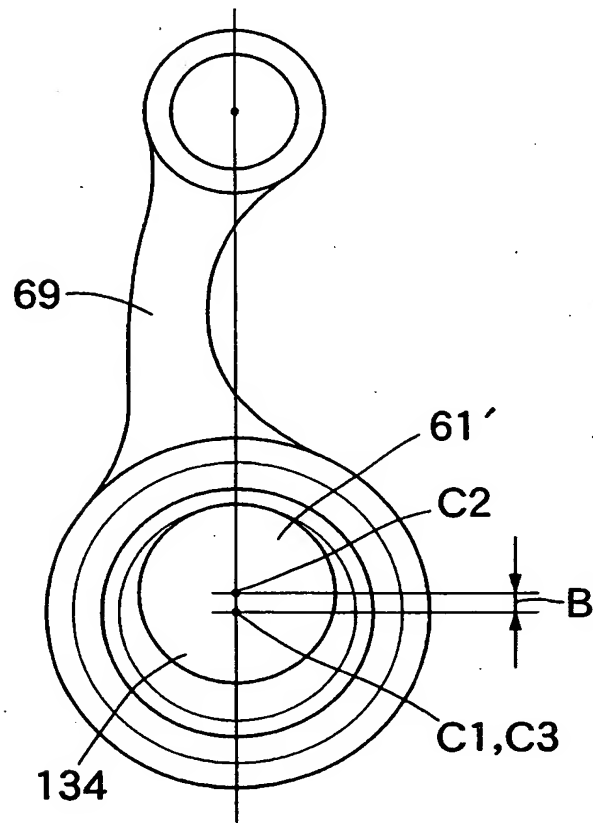
【図 1 9】



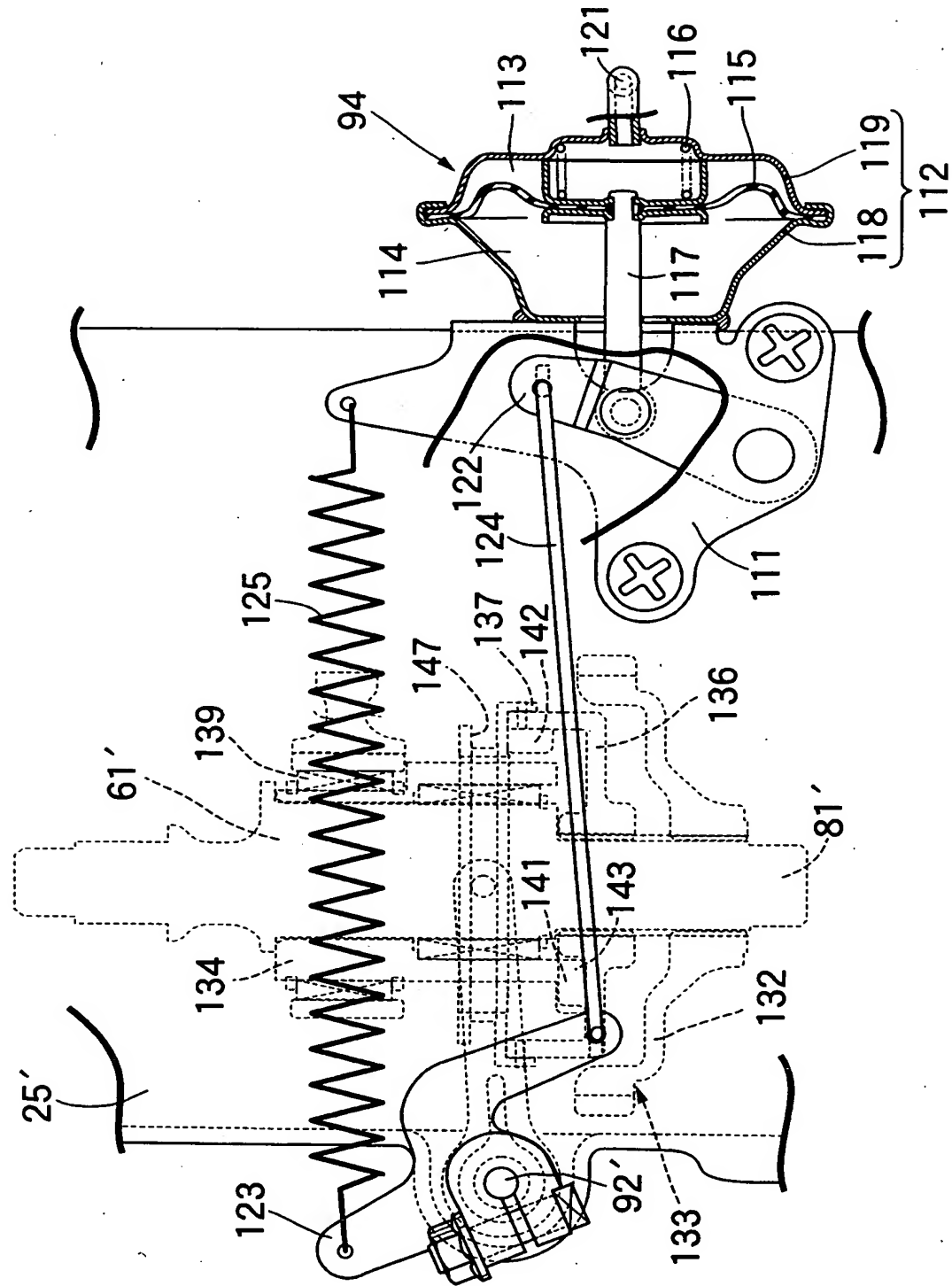
【図 2.0】



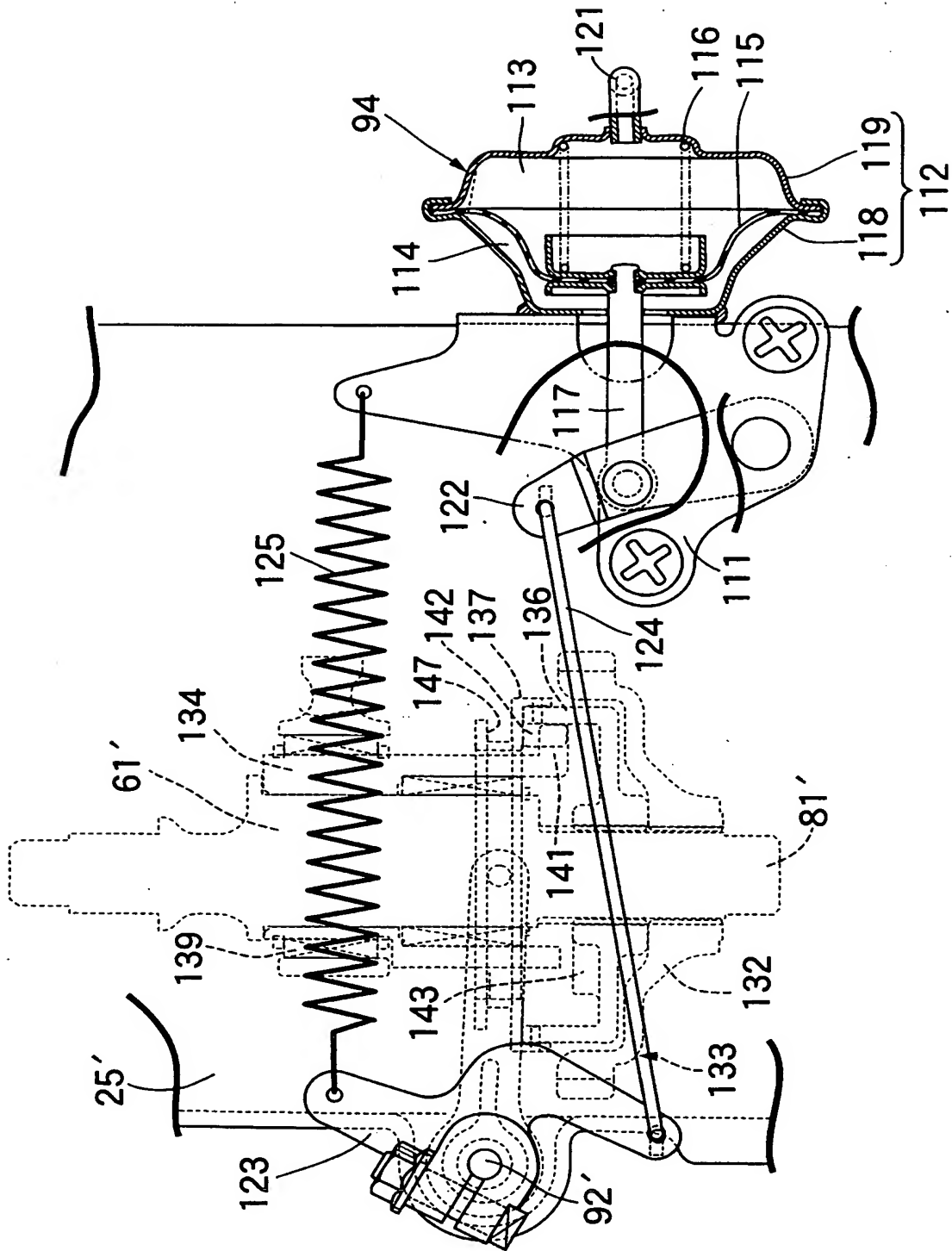
【図 2.1】



【図 2.2】



【図 2,3】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 一端がピストンピンを介してピストンに連結されるコンロッドと、一端がコンロッドの他端に回動可能に連結されるとともにクランクシャフトにクランクピンを介して連結されるサブアームと、コンロッドの連結位置とはずれた位置でサブアームに一端が連結されるコントロールロッドとを備え、該コントロールロッドの他端の支持位置をクランクシャフトの軸線に直交する平面内で変位させることを可能としたストローク可変エンジンにおいて、エンジン低負荷の状態では燃費の低減を図ることを重視しつつ、エンジン負荷の高低にかかわらず燃費の低減を図るようにする。

【解決手段】 エンジン負荷が高いときに膨張行程でのピストン 38 のストロークを圧縮行程でのストロークよりも大とした高膨張比とする状態と、エンジン負荷が低いときに圧縮比を一定とする状態とを、切換手段 88 で切換える。

【選択図】 図 2

特願2003-270282

出願人履歴情報

識別番号

[000005326]

1. 変更年月日

1990年 9月 6日

[変更理由]

新規登録

住 所

東京都港区南青山二丁目1番1号

氏 名

本田技研工業株式会社